

熵方程在瞬态空气系统流动方向判断中的应用

丁水汀^{1,2,3}, 车巍巍³, 刘传凯⁴

- (1. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院
北京市航空器/发动机复杂系统安全性重点实验室, 北京 100191;
2. 先进航空发动机协同创新中心, 北京 100191;
3. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191;
4. 北京航空航天大学 交通科学与工程学院, 北京 100191)

摘 要: 将非平衡态的熵方程应用于空气系统的求解中, 推导了管道元件和节流元件内的熵产变化率的表达式, 并通过熵产的非负性来判断流体的流动方向。结合模块化的建模思想, 建立了瞬态空气系统流体网络法仿真程序。使用 Shock tube 模型与双腔模型进行验证。仿真结果与实验结果基本吻合, 表明利用非平衡态的熵产能够准确判断瞬态空气系统中的流动方向, 克服了总压判断的局限性, 加速了空气系统的收敛。

关 键 词: 空气系统; 流动方向; 熵方程; 瞬态; 非负性

中图分类号: V228.3

文献标志码: A

Application of entropy equation in the judgement of flow direction in transient air system

DING Shuiting^{1,2,3}, CHE Weiwei³, LIU Chuankai⁴

- (1. Beijing Key Laboratory on Safety of Integrated Aircraft and Propulsion System,
School of Energy and Power Engineering,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;
2. Collaborative Innovation Center for Advanced Aero-Engine, Beijing 100191, China;
3. School of Energy and Power Engineering,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;
4. School of Transportation Science and Engineering,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: The entropy equation of the non-equilibrium state was applied to the solution of air system. An expression of the change rate of entropy production in the pipe element and throttle element were derived. And the flow direction of the fluid was judged by the non-negativity of the entropy production. Combined with the think of modular modeling, the fluid network simulation program of the transient air system was established. The Shock tube model and

收稿日期: 2016-03-30

基金项目: 教育部长江学者创新团队“航空发动机复杂系统安全性”(IRT0905)

作者简介: 丁水汀(1967—), 男, 教授、博士生导师, 博士, 主要从事燃气轮机热端旋转部件流动与换热机理研究, 航空发动机适航性设计与验证技术研究。

引用格式: 丁水汀, 车巍巍, 刘传凯. 熵方程在瞬态空气系统流动方向判断中的应用[J]. 航空动力学报, 2017, 32(10): 2305-2313.
DING Shuiting, CHE Weiwei, LIU Chuankai. Application of entropy equation in the judgement of flow direction in transient air system[J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(10): 2305-2313.

double cavity model were used to verify the algorithm accuracy. The simulation results are in good agreement with the experimental results, which show that the non-equilibrium entropy production can accurately determine the flow direction in the transient air system, overcome the limitation of the total pressure judgment and accelerate the convergence of the air system.

Key words: air system; flow direction; entropy equation; transient; non-negativity

空气系统是指从压气机的中间级或末端抽取空气,通过各种不同的流动结构元件(小孔、缝、管道、篦齿封严、盘腔、卸荷腔等元件),按设计的流路参数(压力、温度和流量等)流动并完成规定的间隙密封、冷却热端部件、平衡轴向力等各项功能,最后流入主流道的若干部位与主流道的燃气汇合、直接泄漏到机体外部或供给飞机使用的复杂系统。空气系统能否正常工作将关系到航空发动机运行可靠性。尤其是在发动机出现突发失效时,空气系统内容腔的体积产生的容积效应和管道内流体产生的惯性力将导致压力波动的产生,此压力波动可能会在很短的时间内导致流动方向不断改变或局部逆流、燃气倒灌等复杂流动问题。此时,对于流动方向的确定就直接关系到整个空气系统网络的准确预测和计算。

关于空气系统的求解,一般是将空气系统的腔室和流路分解成由相应节点和节流元件组成的网络,建立一维的流体网络模型进行仿真分析^[1-2]。国内也都发展了一些新的发动机空气系统通用分析软件,并考虑了网络的换热情况^[3-5]。这些流体网路程序在发动机稳态空气系统分析中达到了一定的工程精度,在不考虑旋转下也可以简单地靠总压来判断流动方向。但这种判断流动方向的方法很难应用于空气系统参数动态响应的准确预测。

瞬态空气系统的响应过程比较复杂,相关的瞬态研究还在不断的探索和改进。其中包括使用CFD软件的方法对空气系统局部瞬变过程的模拟^[6-7],基于压力修正方法和积分方法的非稳态空气系统求解^[8-10]。然而系统内的非定常流动,在发动机快速加速或突发失效下,容腔效应和可压缩流体的惯性可能会产生耦合振荡,造成压力波动。上述文献均没有考虑这种情况下空气系统参数在短时间内的复杂瞬变现象。此流体惯性引起的压力波动导致单纯的总压判断流体方向已经不能适用。文献[11-13]建立了瞬态空气系统网络法求解程序。分别对于管道、单腔、双腔和 De Halle 模型进行了瞬态压力动态响应的计算,仿真结果与实验计算结果基本一致。但是,文中并

没有明确给出流体流动方向的确定方法。文献[14]针对强瞬变空气系统,提了一种模块化的建模方法,用试给的进出口速度的方向来假设流动方向。通过双腔和 Shock tube 模型验证了算法的准确性。

熵作为在热力学第二定律基础上导出的状态参数,为判别实际过程的方向、过程能否实现、是否可逆提供了判据^[15]。而系统内部的不可逆性则产生了熵产。造成系统不可逆性的因素很多,各种因素都会造成能量的耗散,只要存在耗散,就会有熵产,且熵产恒为正^[16]。当且仅当系统可逆时,熵产为零。因为空气系统内部的流动基本上都属于熵产非负的情况,所以本文将利用熵产的非负性来判断流体的流动方向。

1 建模方法及求解思路

由于空气系统模型非常复杂,本文在文献[14]的基础上,依然采用模块化的建模思想将空气系统内的流动部件分为四类基本元件,分别为:节点元件、容腔元件、管道元件和节流元件。管道元件和节流元件将利用非平衡态的熵方程进行流动方向的判断,并对其求解思路做出调整。

1.1 节点元件

节点元件一般为空气系统中的虚拟连接点或者体积很小的容腔部件,可作为内部节点元件和边界节点元件。节点元件由于体积很小所以不存在质量,因此控制方程是没有非稳态项的质量和能量控制方程。节点元件为多输入多输出部件,假设有 M 个进口气流, N 个出口气流,方程如下:

$$\sum_{j=1}^M \dot{m}_j - \sum_{n=1}^N \dot{m}_n + \dot{m}_b = 0 \quad (1)$$

$$\sum_{j=1}^M \dot{m}_j h_j - \sum_{n=1}^N \dot{m}_n h_n + \dot{m}_b h_b = 0 \quad (2)$$

式中 $\dot{m}_j$ 和 h_j 分别表示第 j 个支路的进口质量流量和气体总比焓, $\dot{m}_n$ 和 h_n 分别表示第 n 个支路的出口质量流量和气体总比焓。 h_b 为边界气流的气体总比焓, $\dot{m}_b$ 为边界气流的质量流量。

1.2 容腔元件

容腔元件是空气系统内体积较大的容腔部

件。假设容腔元件是具有集总参数的元件,因此容腔内的气体参数是只和时间项相关的参数。由于容腔内体积的存在,将造成容腔内质量和能量的存储或释放。另外,当容腔元件表示空气系统的盘腔时,还需考虑换热和离心做功的影响。因此质量和能量方程与节点元件的控制方程不同。容腔元件同样为多输入多输出元件,假设有 M 个进口气流, N 个出口气流,方程如下:

$$\sum_{j=1}^M \dot{m}_j - \sum_{n=1}^N \dot{m}_n + \dot{m}_b = \frac{\partial m}{\partial t} \quad (3)$$

$$\sum_{j=1}^M \dot{m}_j h_j - \sum_{n=1}^N \dot{m}_n h_n + \dot{m}_b h_b + Q + W = \frac{\partial}{\partial t}(em) \quad (4)$$

其中 e 、 m 分别是单位气体内能和气体的质量, t 为时间, Q 、 W 为单位时间内的换热量和离心做功量。

1.3 管道元件

管道元件一般可以表示空气系统中的管道或长轴间隙等部件,具有一定的体积,因此在瞬态变化时,管道内气体的可压缩流体惯性可能会诱发气体参数出现波动等现象。图 1 为管道元件连接在元件 1、2 之间。

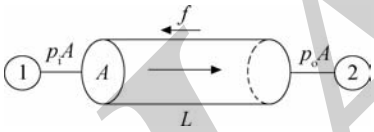


图 1 管道元件
Fig. 1 Pipe element

图 1 中元件 1、2 为节点元件或容腔元件。 L 为管道的长度, f 为阻力, A 是管道的横截面积, p_o 是出口静压力, p_i 是进口静压力。规定管道元件与元件 1 连接的一端为管道进口端,与元件 2 连接的一端为管道的出口端,且进口到出口的方向为预定的正方向。假设管道各截面处的面积相等。并且在计算时不考虑系统中的势能和体积的变化,也不考虑率扩散影响。则质量、能量和动量方程如下所示:

$$\dot{m}_i - \dot{m}_o = \frac{\partial m}{\partial t} \quad (5)$$

$$\dot{m}_i h_i - \dot{m}_o h_o + Q + W = \frac{\partial}{\partial t} \left(em + \frac{1}{2} mu^2 \right) \quad (6)$$

$$(p_i - p_o)A - fA + \dot{m}_i u_i - \dot{m}_o u_o + f_\omega A = \frac{\partial(mu)}{\partial t} \quad (7)$$

其中 $\dot{m}_i$ 为进口质量流量, $\dot{m}_o$ 为出口质量流量,离心增压 $f_\omega = \frac{\rho \omega^2}{2}(r_o^2 - r_i^2)$, ω 为旋转角速度, r_i 、 r_o 为管道进口和出口的旋转半径, ρ 是管道内平均密度。阻力 $f = \pm \frac{1}{2} \zeta \rho u^2$, 阻力系数 $\zeta = \zeta_1 \frac{L}{D_e} + \zeta_2$, ζ_1 是管道内的摩擦阻力系数, D_e 是管道的当量直径, ζ_2 是局部阻力系数,是管道进出口截面扩大或者缩小所引起的总压损失; h_i 和 h_o 分别为元件进、出口单位气体总比焓, u 表示管道内气体平均速度; u_i 、 u_o 分别为管道进口和出口的速度。

对于上述方程中关键参数的计算如下所示:

$$\begin{cases} \dot{m}_i = \pm \frac{q(\lambda_i) \kappa A p_i^*}{\sqrt{T_i^*}} \\ \dot{m}_o = \pm \frac{q(\lambda_o) \kappa A p_o^*}{\sqrt{T_o^*}} \end{cases} \quad (8)$$

$$\begin{cases} u_i = \pm \lambda_i \sqrt{\frac{2\kappa R_g T_i^*}{\kappa + 1}} \\ u_o = \pm \lambda_o \sqrt{\frac{2\kappa R_g T_o^*}{\kappa + 1}} \end{cases} \quad (9)$$

$$u = \pm \frac{(\lambda_i + \lambda_o)}{2} \sqrt{\frac{2\kappa R_g T^*}{\kappa + 1}} \quad (10)$$

式中 λ_i 、 λ_o 为进、出口速度系数; T_i^* 、 T_o^* 为进出口的总温; T^* 为管道的平均总温; p_i^* 、 p_o^* 为进出口的总压; κ 为等熵指数; R_g 为空气的气体常数, $q(\lambda)$ 为流量函数。另外,在动量方程阻力的求解中,“+”表示流体沿假定的正方向流动,“-”表示流体沿假定的负方向流动。可见,流向的准确判断直接影响到结果的准确性。

熵作为在热力学第二定律基础上导出的状态参数,正是判断流动方向的物理本质,利用熵产的非负性可以准确的判断流向。文献[17]给出了非平衡态的熵方程,如下:

$$\int_V \left[\frac{\partial(\rho s)}{\partial t} + \text{div} J_{s, \text{tot}} - \sigma \right] dV = 0 \quad (11)$$

式中 s 为单位质量所包含的熵,即比熵; $J_{s, \text{tot}}$ 为单位时间内流过单位面积的总熵流,包括热熵流和质熵流; σ 是单位时间内单位体积内的熵产,即熵源强度,此值恒大于等于零,当且仅当系统可逆时,此值等于零; V 是系统的体积。

对于此管道元件来说,只考虑沿程轴向 x 方向上的参数变化,因此,单位体积内的熵平衡方程改为

$$\frac{\partial(\rho s)}{\partial t} = - \frac{\partial J_{s, \text{tot}}}{\partial x} + \sigma \quad (12)$$

对于非平衡定态,也就是稳态流动来说,
 $\frac{\partial(\rho s)}{\partial t}=0$,也就是熵产等于负的熵流。即

$$\sigma = \frac{\partial J_{s, \text{tot}}}{\partial x} \tag{13}$$

根据文献[15]中的开口系的熵方程,得出稳态过程的熵产的变化率为

$$\frac{d_i S}{dt} = \int_V \sigma dV = -\frac{Q}{T_r} + \dot{m} \left(c_p \ln \frac{T_o^*}{T_i^*} - R_g \ln \frac{p_o^*}{p_i^*} \right) \tag{14}$$

其中 S 为系统的总熵, $\frac{d_i S}{dt}$ 为系统熵产的变化率, T_r 为热源温度, $\dot{m}$ 为管道中的平均质量流量, c_p 为平均比定压热容。为了利用熵产的非负性判断流向,将上式变为 $\frac{d_i S}{dt} = \dot{m} S_g$, 通过计算 S_g 的正负来判断流向。

$$S_g = -\frac{Q}{T_r \dot{m}} + \left(c_p \ln \frac{T_o^*}{T_i^*} - R_g \ln \frac{p_o^*}{p_i^*} \right) \tag{15}$$

$$\begin{cases} S_g \geq 0, & \text{与规定的正方向相同} \\ S_g < 0, & \text{与规定的正方向相反} \end{cases} \tag{16}$$

对于瞬态过程, $\frac{\partial(\rho s)}{\partial t} \neq 0$ 。令 $J_{s, \text{tot}} = J_s + \rho s u$
代入式(14),得

$$\rho \frac{ds}{dt} = -\frac{\partial J_s}{\partial x} + \sigma \tag{17}$$

其中 J_s 为单位面积内的热熵流量, $\rho s u$ 为单位面积内的质熵流量。

瞬态空气系统中的流动是一种非平衡现象。因此,关于空气系统中的一些状态变量的定义,例如压力、温度,或者熵等参数均是根据 Prigogine 的局域平衡假设^[18]给出的。在局域平衡态下 Gibbs 公式不再是能量守恒,但是求解系统的熵变化是可行的^[19]。所以,本文在局域平衡下利用 Gibbs 公式求解系统的熵变化。Gibbs 公式如下^[17-18]:

$$dU = TdS - pdV + \sum \mu_j dN_j \tag{18}$$

式中 T 为系统的平均静温, p 为系统的静压, U 为系统的内能, $\sum \mu_j dN_j$ 为化学势。对于空气系统来说,流体介质基本上只是单纯的空气,不存在多组元之间的化学效应,所以忽略系统的化学势 $\sum \mu_j dN_j$ 。则式(20)简化为

$$dU = TdS - pdV \tag{19}$$

用此式来求解系统的熵变化。单位质量内的 Gibbs 公式,如下:

$$T \frac{ds}{dt} = \frac{d(c_v T)}{dt} + \frac{pd(1/\rho)}{dt} \tag{20}$$

式中 c_v 为比定容热容,根据式(6),微元段 dx 内的能量平衡方程如下所示:

$$q\rho A dx + \rho A dx W' = \frac{\partial[\rho A dx (c_v T + 0.5u^2)]}{\partial t} + \frac{\partial[\rho A dx \cdot u (c_v T + 0.5u^2 + p/\rho)]}{\partial x} \tag{21}$$

式中 $Q = q\rho A dx$, q 为单位质量内的换热量; $W = W'\rho A dx$, W' 为单位质量内所做的功。由 $\frac{d}{dt} = \frac{\partial}{\partial t} + u \frac{\partial}{\partial x}$ 和质量平衡方程,式(23)简化为下式:

$$\frac{d(c_v T + 0.5u^2)}{dt} = q + W' - \frac{u}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} - \frac{p}{\rho} \cdot \frac{\partial u}{\partial x} \tag{22}$$

由 $\frac{d(0.5u^2)}{dt} = u \frac{\partial u}{\partial t} + u^2 \frac{\partial u}{\partial x}$, 式(24)可变为

$$\frac{d(c_v T)}{dt} = q + W' - u \frac{\partial u}{\partial t} - u^2 \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{u}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} - \frac{p}{\rho} \cdot \frac{\partial u}{\partial x} \tag{23}$$

式(22)中右边第二项为

$$\frac{pdv}{dt} = \frac{pd}{dt} \frac{1}{\rho} = -\frac{p}{\rho^2} \cdot \frac{d\rho}{dt} \tag{24}$$

通过微元段内的质量平衡方程 $\frac{\partial \rho}{\partial t} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} + \rho \frac{\partial u}{\partial x} = 0$, 得

$$\frac{pdv}{dt} = \frac{p}{\rho} \cdot \frac{\partial u}{\partial x} \tag{25}$$

将式(25)和式(27)代入式(22)中,得

$$\frac{ds}{dt} = \frac{q + W' - u \frac{\partial u}{\partial t} - u^2 \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{u}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x}}{T} \tag{26}$$

将式(28)代入式(19)中,得

$$\sigma = \frac{\partial J_s}{\partial x} + \rho \left[\frac{q + W' - u \frac{\partial u}{\partial t} - u^2 \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{u}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x}}{T} \right] \tag{27}$$

则瞬态过程中系统的熵产变化率为

$$\frac{d_i S}{dt} = \int_V \sigma dV = -\frac{Q}{T_r} + \frac{Q}{T} + u \left[\frac{\rho A \omega^2 (r_o^2 - r_i^2)}{2} + A(p_i - p_o) - m \frac{u^t - u^{t-\Delta t}}{\Delta t} + \dot{m}(u_i - u_o) \right] \quad (28)$$

令 $\frac{d_i S}{dt}=uS_g$, S_g 的表达式如下所示:

$$S_g = \left(-\frac{Q}{T_r} + \frac{Q}{T}\right) \frac{1}{u} + \frac{\rho A \omega^2 (r_o^2 - r_i^2)}{2} + A(p_i - p_o) - m \frac{u^t - u^{t-\Delta t}}{\Delta t} + \dot{m}(u_i - u_o) \quad (29)$$

式中 u^t 为 t 时刻的平均速度, $u^{t-\Delta t}$ 为 $t-\Delta t$ 时刻的平均速度, Δt 为时间步长, 根据熵产的非负性, 则同样有式(18), 通过计算 S_g 的正负来判断管道内流体的流动方向, 确定速度和阻力的方向, 详细

的判断过程及管道的求解思路如图 2 所示。

1.4 节流元件

空气系统中的菟齿封严、小孔、缝, 轴向间隙等节流阻力单元如图 3 所示。元件 1、2 为节点元

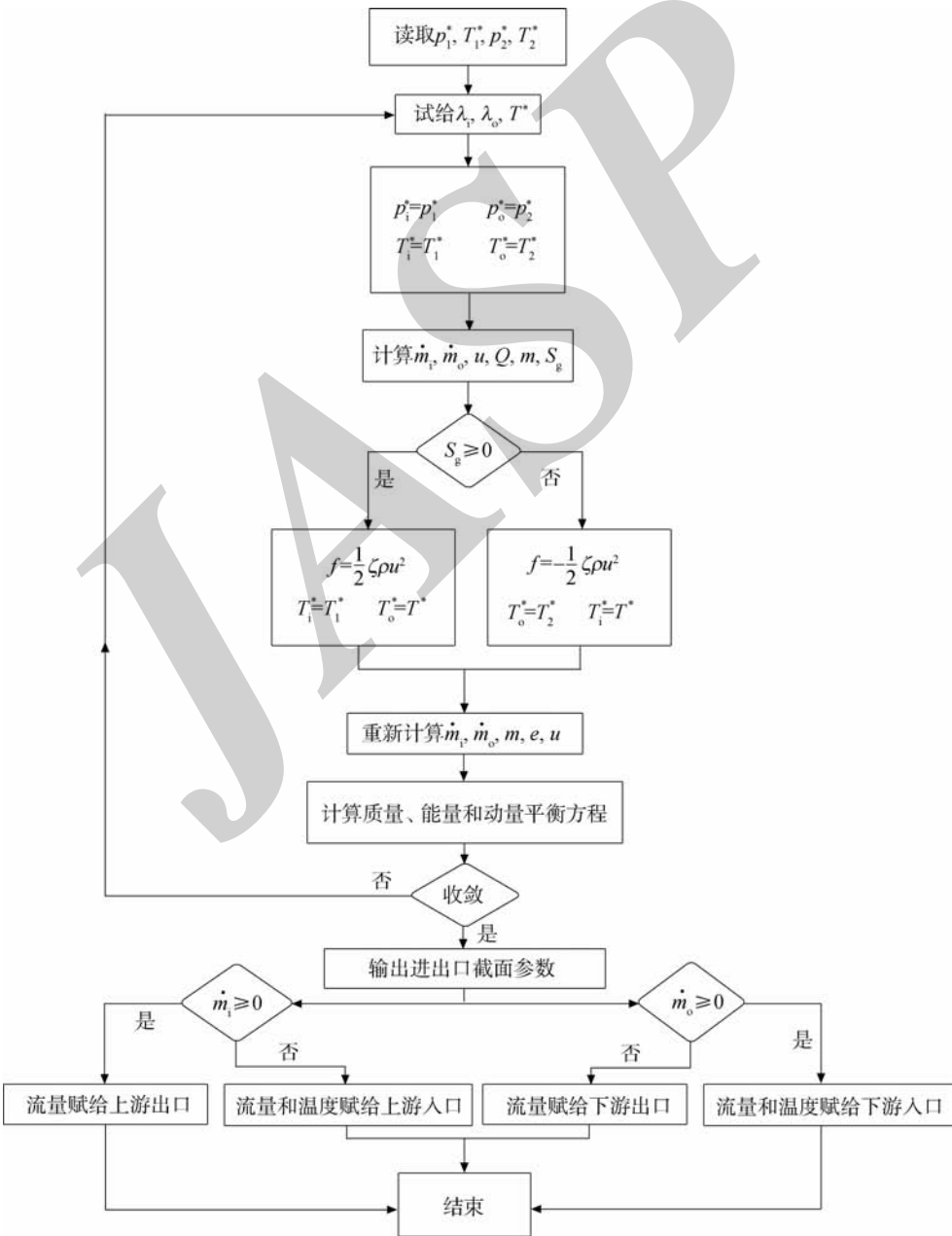


图 2 管道元件的求解思路

Fig. 2 Solution methods of pipe element

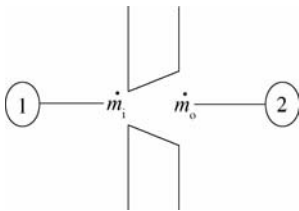


图 3 节流元件

Fig. 3 Throttle element

件或容腔元件。同样规定节流元件与元件 1 连接的一端为节流元件的进口端,与元件 2 连接的一端为节流元件的出口端,且进口到出口的方向为预定的正方向。节流元件由于内部空间微小,容积和气体惯性均可以忽略,进出口的气体流量则不变。所以只需建立动量和能量守恒方程即可,如下所示:

$$\dot{m}_i h_i - \dot{m}_o h_o + Q = 0 \tag{30}$$

$$(p_i^* - p_o^*) - f = 0 \tag{31}$$

关于不同节流元件在顺流和逆流状态下的进、出口质量流量按下述的通用形式计算:

$$\begin{cases} \dot{m}_i = \dot{m}_o = F_1(p_i^*, p_o^*, T_i^*) \\ \dot{m}_i = \dot{m}_o = F_2(p_i^*, p_o^*, T_o^*) \end{cases} \tag{32}$$

对于动量平衡方程中 f 的计算及流动方向的确定,这里同样通过熵产的非负性来确定。由于不考虑系统的容积,则系统的熵变为零,所以瞬态的熵产变化其实就是稳态的熵产变化,由式(16)可以得出节流元件的熵产变化:

$$\frac{d_i S}{dt} = -\frac{Q}{T_r} + \dot{m} \left(c_p \ln \frac{T_o^*}{T_i^*} - R_g \ln \frac{p_o^*}{p_i^*} \right) \tag{33}$$

同样根据式(17)来判断流体的流向,确定阻力的正负和相关参数的大小。详细的求解思路见图 4。

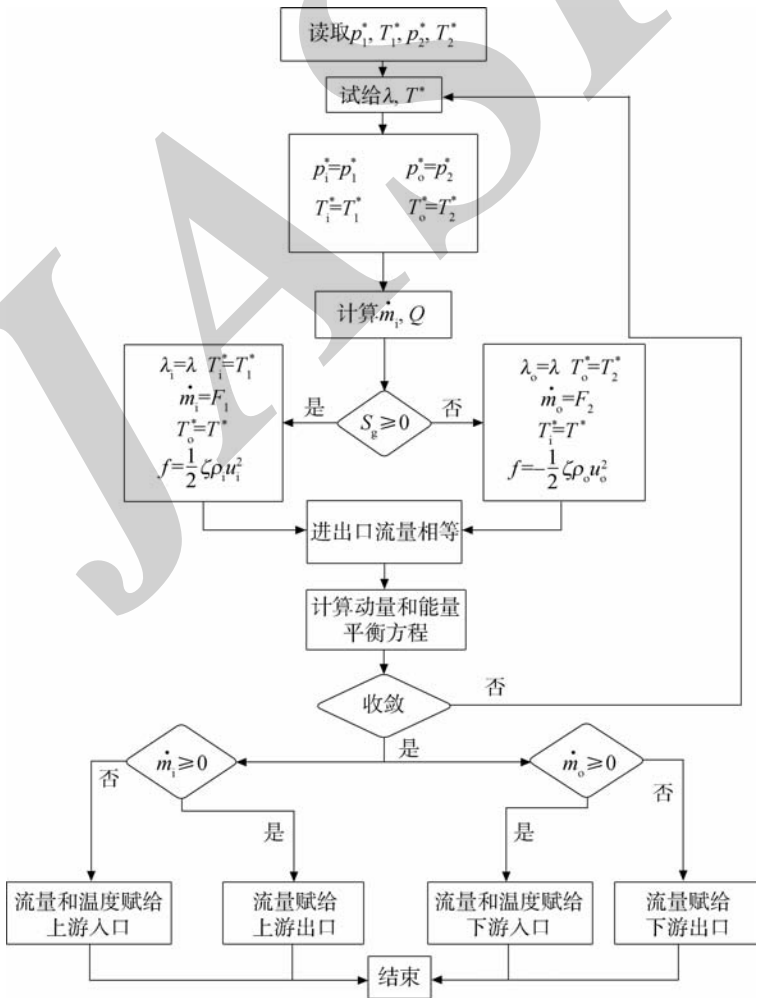


图 4 节流元件的求解思路

Fig. 4 Solution methods of throttle element

2 算例验证

空气系统一般由容腔元件、管道元件、节点元件和节流元件构成。本文利用 Visual Studio 2010 平台建立了空气系统的瞬态仿真程序。由于管道元件内可压缩流体的惯性和容腔元件的容腔效应可能在瞬态情况下产生复杂的压力波动现象。所以,本文针对管道元件的 Shock tube 模型与容腔和管道耦合组成的双腔模型进行验证。文献[11-12]中此两种模型均在绝热条件且不考虑旋转的影响下求解的。

2.1 Shock tube 模型

Shock tube 模型(如图 5 所示)为一根长 10m 的管道,且管道正中间有一隔膜。鉴于需要获取管道某些参数的沿程分布,这里将管道离散化为 50 段小管道,见图 6,假设每段管道元件均满足局域平衡态。边界条件采用文献[11]中的数据,见式(36),其中 x 为管道轴向长度。在 $t=0$ ms 时刻,隔膜突然破裂,管道中间部位将产生冲击波,此冲击波往右端传播并且压缩经过的流体,同时,一个膨胀波往左端传播使流体膨胀。在经过 6.1 ms 后的密度、压力和速度的分布如图 7~图 9 所示,图中 Entropy 为本文仿真的结果,Cranfield 表示文献克兰菲尔德大学的结果^[11]。结果基本吻合,图中的仿真曲线较实验结果略微圆滑,这主要是由于管道离散化的数量较少以及微分方程的差分求解导致的。

$$\left\{\begin{aligned} \rho(x,t=0) &= 1 \\ v(x,t=0) &= 0 \\ p(x,t=0) &= 10^5 \end{aligned} \right. \quad x < 5$$
$$\left\{\begin{aligned} \rho(x,t=0) &= 0.125 \\ v(x,t=0) &= 0 \\ p(x,t=0) &= 10^4 \end{aligned} \right. \quad x > 5$$

(34)

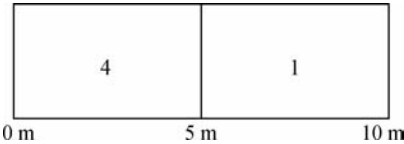


图 5 Shock tube 模型
Fig. 5 Shock tube model

2.2 双腔模型

双腔模型主要是模拟发动机高、低压涡轮盘腔和轴向间隙构成的子系统动态响应特性的简化模型。如图 10 所示,容腔 1 的初始压力为 600 kPa,

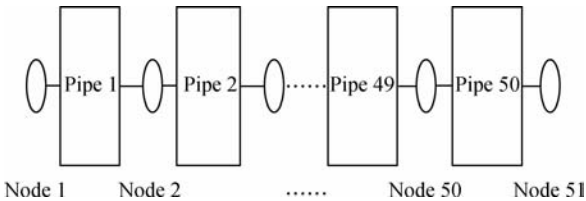


图 6 Shock tube 算例的仿真建模
Fig. 6 Modeling of Shock tube model

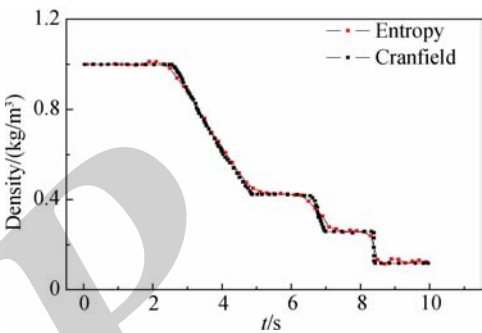


图 7 管道内密度分布
Fig. 7 Density distribution in the pipe

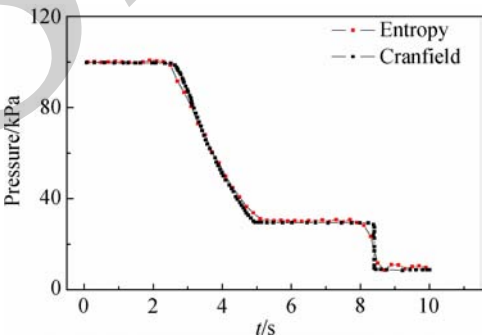


图 8 管道内压力分布
Fig. 8 Pressure distribution in the pipe

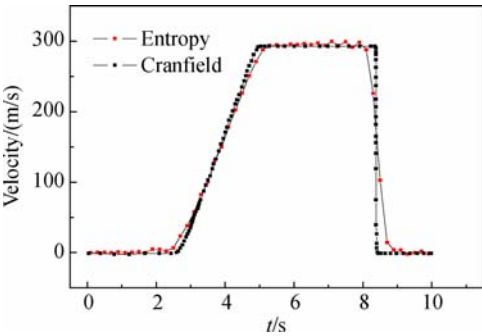


图 9 管道内速度分布
Fig. 9 Velocity distribution in the pipe

容腔 2 的初始压力为 520 kPa。仿真建模同样将管道进行离散化,划分成 20 段管道元件组成,管

道元件之间通过节点元件进行连接,如图 11。在 $t=0\text{ ms}$ 时刻,中间阀门突然开启,双腔和管路构成的封闭系统将发生耦合振荡。结果如图 12 所示。

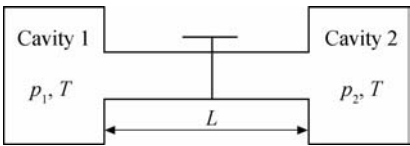


图 10 双腔模型
Fig. 10 Double cavity model

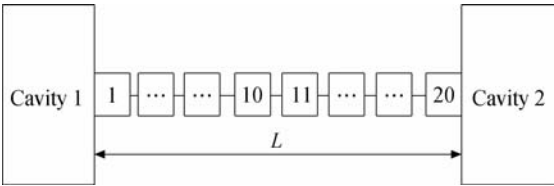


图 11 管道离散化的双腔模型
Fig. 11 Double cavity model with the pipe discretization

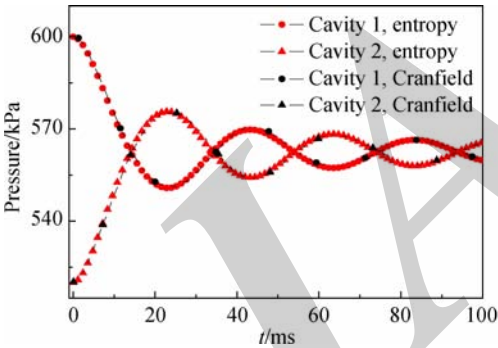


图 12 双腔模型的压力变化历程
Fig. 12 Pressure changes in the double cavity model

从图 12 可以看出,采用熵产判断流向的计算结果与克兰菲尔德大学的模拟结果几乎完全重合:在阀门开启的瞬间,管道内气体在压力差的作用下开始运动。并且由于管道内气体的惯性力,形成了压力波动。此波动幅度由于管道内阻力的存在会不断衰减,经过一段时间后慢慢稳定下来,最终两容腔的压力会稳定在同一数值。12 ms 左右,容腔 2 的压力已经超过容腔 1 的压力,但是流动方向却是在 22 ms 才开始反向,这也说明存在压力波动的情况下,总压判断流动方向已经不适用了。

上述两个算例均在不考虑换热和旋转的影响下,很好地验证了算法的有效性,并表明了熵产判

断流向的方法很好地应用于瞬态空气系统的求解。但是,实际发动机空气系统内部的换热和旋转是不能忽略的。这还需要通过今后的研究进一步对算法进行验证及改进。

3 结 论

本文基于模块化的思想,将空气系统简化为四类基本元件模型,并将非平衡态的熵方程应用于空气系统网络法的求解中,通过熵产的非负性来判断流向。详细给出了管道元件与节流元件的求解思路。建立了空气系统流体网络法的瞬态仿真程序。

经过 Shock tube 模型和双腔模型算例的验证,表明利用熵产的非负性可以应用于瞬态空气系统的流向判断中,便于空气系统的准确求解。此方法对后续的复杂空气系统流动和换热问题的研究提供了有效的技术手段。

参考文献:

[1] KUTZ K J, SPEER T M. Simulation of the secondary air system of aero engines[J]. Journal of Turbomachinery, 1994, 116(2): 306-315.

[2] MAJUMDAR A K, BAILEY J W, SCHALLHORN P, et al. A generalized fluid system simulation program to model flow distribution in fluid networks[R]. AIAA 98-3682, 1998.

[3] 吕亚国, 刘振侠, 黄生勤. 航空发动机内流空气系统通用分析软件开发[C]//全国博士生学术论坛. 北京: 计算机仿真出版社, 2009: 99-103.

[4] 吴丁毅. 内流系统的网络算法[J]. 航空学报, 1996, 17(6): 653-657.

WU Dingyi. Network technique of internal system[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 1996, 17(6): 653-657. (in Chinese)

[5] 倪维斗, 苟建兵, 孙妍. 热动力系统流体网络及算法处理[J]. 系统仿真实报, 1997, 9(3): 78-83.

NI Weidou, GOU Jianbing, SUN Xin. Research on fluid network in thermal power system[J]. Journal System Simulation, 1997, 9(3): 78-83. (in Chinese)

[6] CHEW J W, HILLS N J. Computational fluid dynamics for turbomachinery internal air systems[J]. Physical and Engineering Sciences, 2007, 365(1859): 2587-2611.

[7] HILLS N J, CHEW J W. Computational and mathematical modelling of turbine rim seal ingestion[R]. ASME Paper 2001-GT-204, 2001.

[8] 侯升平, 陶智, 韩树军, 等. 非稳态流体网络方法在发动机空气冷却系统中的应用[J]. 航空动力学报, 2009, 24(3): 494-498.

HOU Shengping, TAO Zhi, HAN Shujun, et al. Study on application of unsteady fluid network to the air system in

engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(3): 494-498. (in Chinese)

[9] 陶智,侯升平,韩树军,等. 流体网络法在发动机空气冷却系统设计中的应用[J]. 航空动力学报, 2009, 24(1): 1-6. TAO Zhi, HOU Shengping, HAN Shujun, et al. Study on application of fluid network to the design of air system in engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(1): 1-6. (in Chinese)

[10] 侯升平,陶智,韩树军,等. 非稳态流体网络模拟新方法及其应用[J]. 航空动力学报, 2009, 24(6): 1253-1257. HOU Shengping, TAO Zhi, HAN Shujun, et al. New simulation approach to the unsteady fluid network and the application[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(6): 1253-1257. (in Chinese)

[11] CALCAGNI C, GALLAR L. Development of a one-dimensional dynamic gas turbine secondary air system model: Part I tool components development and validation[C]// Proceeding of ASME Turbo Expo 2009: Power for Land Sea and Air. New York: ASME, 2009: 457-465.

[12] CALCAGNI C, GALLAR L. Development of a one-dimensional dynamic gas turbine secondary air system model: Part II assembly and validation of a complete network[C]// Proceedings of ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea and Air. New York: ASME, 2009: 435-443.

[13] GALLAR L, CALCAGNI C. Time accurate modeling of the secondary air system response to rapid transients[J]. Journal of Aerospace Engineering, 2011, 225(8): 946-958.

[14] 刘传凯,刘海明,李艳茹,等. 强瞬变空气系统的模块化仿真建模[J]. 航空动力学报, 2015, 30(8): 1826-1833. LIU Chuankai, LIU Haiming, LI Yanru, et al. Modularized simulation of air system with fast transient[J]. Journal of Aerospace Power, 2015, 30(8): 1826-1833. (in Chinese)

[15] 沈维道,童钧耕. 工程热力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2007.

[16] 沈雅钧. 熵方程在“工程热力学”课程教学中的应用[J]. 浙江水产学院学报, 1997, 16(4): 310-315. SHEN Yajun. The application of the entropy equation in teaching of “engineering thermodynamics” course [J]. Journal of Zhejiang College Fisheries, 1997, 16(4): 310-315. (in Chinese)

[17] DEGROOT S R, MAZUR P. 非平衡态热力学[M]. 陆全康, 译. 上海: 科学技术出版社, 1981.

[18] KREUZER H J. Non-equilibrium thermodynamics and its statistical foundations[M]. Oxford, UK: Clarendon Press, 1981: 455.

[19] 华厚玉. 对局域平衡态使用 Gibbs 公式的讨论[J]. 淮北煤师院学报, 1985, 11(1): 67-71. HUA Houyu. Discussion on the local equilibrium state using Gibbs formula[J]. Huaibei Coal Teachers College, 1985, 11(1): 67-71. (in Chinese)

(编辑:陈 越)